

유연 플래퍼와 연계한 압전 밸브 모듈레이터의 동적 모델링 및 압력 제어

Dynamic Modeling and Pressure Control of Piezoactuator Based Valve Modulator Integrated with Flexible Flapper

전 준 철*·맹 영 준*·손 정 우*·최 승 복†·이 수 진*

Juncheol Jeon, Young-Jun Maeng, Jung Woo Sohn, Seung-Bok Choi and Soo Jin Lee

(2010년 8월 26일 접수 ; 2010년 10월 5일 심사완료)

Key Words : Piezoactuator(압전작동기), Flexible Flapper(유연 플래퍼), Pressure Valve(압력 밸브), Pressure Control(압력 제어), Sliding Mode Controller(슬라이딩 모드 제어기)

ABSTRACT

This paper proposes a novel type of pressure control mechanism which can apply to vehicle ABS (anti-lock braking system) utilizing the piezoactuator based valve system associated with the pressure modulator. As a first step, a flapper-nozzle of a pneumatic valve system is devised by integrating the piezoactuator to the flexible beam structure. The dynamic modeling of the valve system is then undertaken and subsequently the governing equation of pressure control is derived considering the pressure modulator. A sliding mode controller is designed in order to achieve accurate pressure tracking control in the presence of actuator uncertainty as well as input pressure variation. It is shown through computer simulation that an accurate pressure tracking for sinusoidal motion whose magnitude is 40 bar is achieved by utilizing the proposed pressure control mechanism.

1. 서 론

최근 산업 시스템이 고속, 고 정밀화되는 추세에 따라, 서보 밸브 시스템의 성능 향상에 다양한 연구가 진행되고 있다. 서보 밸브는 전기적 및 기계적 신호를 입력 받아서 유체의 흐름을 제어하는 밸브로 유·공압을 이용한 고속 제어 시스템에 필수적인 장치이다. 하지만 기존의 서보 밸브는 반응속도가 느리고, 부피가 크며, 맥동현상이 발생하는 등의 단점을 가지고 있고, 따라서 이러한 단점을 극복하기 위하여 새로운 형태의 작동기를 도입하고자 하는

연구들이 활발히 이루어지고 있다. 대표적으로 형상 기억합금⁽¹⁾, 전왜재료⁽²⁾, 압전재료⁽³⁾ 등을 이용한 밸브기술개발에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다. 그 중에서도 압전재료는 초고속 응답성과 고 분해능으로 인해 이를 이용하여 온·오프 밸브에서부터 비례 밸브와 서보 밸브에 이르기까지 다양한 밸브 시스템에 대한 연구가 국외에서 활발히 진행되고 있다⁽⁴⁾. 반면, 국내에서는 압전재료를 이용한 공압 밸브의 압력제어에 관한 기초적인 연구와 함께 파이로트용 방향제어 밸브 등에 대한 연구가 수행되고 있지만, 아직 고속 서보제어 시스템을 위한 밸브 메커니즘에 대한 연구는 상당히 미흡하며, 자동차 ABS용 압전 밸브 시스템에 관한 연구도 미진한 상태이다.

따라서 이 연구에서는 소형 승용차 ABS에 적용

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716
* 인하대학교 기계공학과

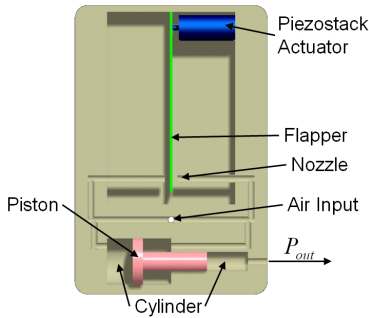


Fig. 1 Configuration of piezo valve modulator

가능한 압력 제어를 위한 노즐-플래퍼형 압전 밸브 모듈레이터 시스템을 구성하고 이에 대한 동적 모델링, 제어기 설계 및 압력 제어를 수행 하고자 한다. 이를 위하여 공압부의 불확실성과 함께 압전재료의 히스테리시스를 작동기의 불확실성으로 고려하여 모델링을 수행하였다. 이러한 시스템 불확실성에도 불구하고 강건한 압력 제어를 위해 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였으며, 압전 밸브 모듈레이터의 동적 모델링을 이용한 압력 추적제어 시뮬레이션을 실시 평가하였다.

2. 압전 밸브 모듈레이터의 모델링

압전 밸브 모듈레이터는 Fig. 1과 같이 압전작동기(piezostack actuator), 플래퍼(flapper), 노즐(nozzle)로 구성되는 밸브 부와 두 개의 실린더(cylinder)와 피스톤(piston)으로 구성된 모듈레이터(modulator)부로 구성되어 있다. 밸브 부는 Fig. 2와 같이 압전작동기로 구동되는 플래퍼의 양단에 노즐과 오리피스가 대칭으로 구성된 공압 회로가 포함된다. 압력이 P_3 로 공급 될 때 전기적 입력으로 플래퍼를 구동함으로써 플래퍼 양단 노즐 내부에 발생하는 압력 P_1 와 P_2 는 각각 다음과 같은 수식으로 표현 할 수 있다⁽⁵⁾.

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{\beta}{V_a} \left[C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho_f}} - C_{qn} A_{an} \sqrt{\frac{2P_1}{\rho_f}} - Q_1 \right] \\ \dot{P}_2 &= \frac{\beta}{V_b} \left[C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho_f}} - C_{qn} A_{bn} \sqrt{\frac{2P_2}{\rho_f}} + Q_2 \right] \end{aligned} \quad (1)$$

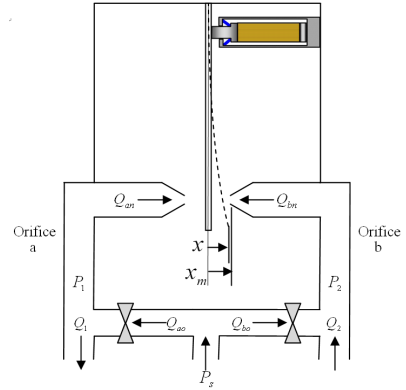
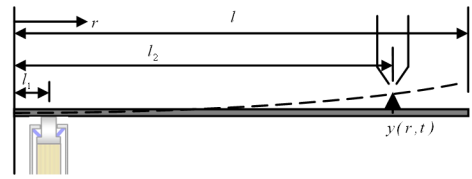


Fig. 2 Mathematical model of piezo valve



(a) Flapper



(b) Free-body diagram of the flapper

Fig. 3 Mathematical model of flapper

여기서 β 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus)이고, V_a, V_b 는 노즐 양단의 유체 체적 이며, Q_1, Q_2 는 부하유량으로 이 연구에서는 피스톤의 변위가 작으므로 영(zero)으로 생각할 수 있다. 또한 C_{qn} , C_{qo} 는 실험적으로 얻어지는 노즐과 오리피스에서의 유량계수, ρ_f 는 유체의 밀도, A_o 는 오리피스의 면적, A_{an}, A_{bn} 은 플래퍼의 위치 x 에 따른 노즐에서의 커튼 영역(curtain area)으로 노즐지름 D_n 과 플래퍼의 최대변위 x_m 으로부터 다음과 같이 정의된다.

$$A_{an} = (x_m - x)\pi D_n, \quad A_{bn} = (x_m + x)\pi D_n \quad (2)$$

이때 식 (1)의 비선형 미분 방정식은 중립점(null point, $x=0$)을 작동점으로 하여 다음과 같이 선형화시킬 수 있다.

$$\Delta \dot{P} + C_1 \Delta P = 2C_2 x \quad (\Delta P = P_1 - P_2) \quad (3)$$

$$C_1 = \frac{\beta}{V} \left(\frac{C_{qa} A_o}{\sqrt{2\rho_f(P_s - P_o)}} + \frac{C_{qn} \pi D_n x_m}{\sqrt{2\rho_f P_o}} \right) \quad (4)$$

$$C_2 = C_{qn} \pi D_n \sqrt{\frac{2P_o}{\rho_f}}$$

이 연구에서 고안한 압전 밸브 플레퍼는 Fig. 3(a)와 같이 압전작동기를 한 면에 고정하여 플레퍼를 구동하는 방식으로 이때 플레퍼 동적 모델의 유도를 위한 자유물체도(free-body diagram)는 Fig. 3(b)와 같다. 이때 플레퍼 동적 모델의 유도를 위한 운동에너지 T 와 위치에너지 V 그리고 비 보존력에 의한 가상 일 δW 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$2T = \int_0^l \rho \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dr, \quad 2V = \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \right)^2 dr \quad (5)$$

$$\delta W = F_1 \delta(r - l_1) \delta y - F_2 \delta(r - l_2) \delta y$$

여기서 ρ 는 플레퍼의 단위길이당 질량이고 EI 는 휨 강성을 나타낸다. 또한 F_1 은 압전작동기로부터 발생된 작동력이고, F_2 는 노즐로부터 분출된 유량이 플레퍼에 미치는 힘으로 각각 다음의 식으로 표현된다.

$$F_1 = -f_p = -AT = Acd_{33}E - AcS$$

$$= Acd_{33} \frac{n}{l_{pzr}} V - \frac{Ac}{l_{pzr}} v(l_1) = \alpha V - k_p v(l_1) = f_a - k_p v(l_1)$$

$$F_2 = \frac{\pi D_n^2}{4} (P_2 - P_1) + 4\pi C_{qn}^2 [P_2(x_m + x)^2 - P_1(x_m - x)^2] \quad (6)$$

여기서 $-f_p$ 는 압전작동기로 인하여 플레퍼에 가해지는 힘을 의미하며, A 는 압전 디스크의 단면적, l_{pzr} 은 압전작동기의 길이, V 는 압전작동기에 가해지는 부하전압, k_p 는 압전작동기의 스프링상수, f_a 는 부하전압 V 로 조절되는 압전작동기의 힘, α 는 압전작동기 계인, $v(l_1)$ 은 l_1 에서 플레퍼의 변위를 나타낸다. 식 (7), (8)을 이용하여 $v(l_1)$ 을 구하면,

$$M(x) = F_1(l_1 - x) - F_2(l_2 - x) \quad (0 \leq x \leq l_1) \quad (7)$$

$$M(x) = -F_2(l_2 - x) \quad (l_1 \leq x \leq l_2)$$

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = M(x) \quad (8)$$

$x = l_1$ 에서의 플레퍼 변위 값은 다음과 같다.

$$v(l_1) = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} F_2 l_1^3 - \frac{1}{2} F_2 l_1^2 l_2 + \frac{1}{3} F_1 l_1^3 \right) \quad (9)$$

또한, 해밀톤 원리(Hamilton's principle)를 이용한 플레퍼의 편미분지배방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial r^4} + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F_1 \delta(r - l_1) + F_2 \delta(r - l_2) \quad (10)$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \Big|_{r=0} = M_b = F_2 l_2 - F_1 l_1 \quad EI \frac{\partial y}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0$$

$$EI \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} \Big|_{r=0} = F_b = F_1 - F_2 \quad y \Big|_{r=0} = 0 \quad (11)$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \Big|_{r=l_1} = F_2 l_2 \quad EI \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} \Big|_{r=l_1} = -F_2$$

위의 지배방정식은 시뮬레이션 및 제어기에 적용이 어려우므로 이를 위하여 모드 해석을 통해 시스템을 나타내고자 한다. 먼저 편미분방정식의 해 $y(r, t)$ 는 다음과 같이 i 번째의 모드 좌표 $q_i(t)$ 와 모드 형상 함수 $\phi_i(r)$ 를 통하여 표현할 수 있다.

$$y(r, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(r) q_i(t) \quad (12)$$

식 (12)를 식 (5)에 대입하고 이를 라그랑지 방정식(Lagrange's equation)에 대입하여 전개하고, 질량 비례 댐핑을 추가 한 후 모드간의 연성을 무시하고 점성감쇠임을 가정하면 다음과 같은 비연계 상미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \frac{1}{M_{ei}} f_i \quad (13)$$

$$f_i = \phi_i(l_1) F_1 - \phi_i(l_2) F_2$$

여기서 ξ_i 는 감쇠 비 ω_i 는 고유진동수, 그리고 M_{ei} 는 등가 질량을 나타내며 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_{ei} = \int_0^l \rho(\phi_i)^2 dr$$

$$\omega_i^2 = \frac{1}{M_{ei}} \left[\int_0^l EI(\phi_i'')^2 dr \right] \quad (14)$$

서보 밸브 시스템에서 플래퍼의 첫 번째 공진주파수는 보통 서보 밸브의 제어대역폭에 비하여 훨씬 크므로, 압전작동기 플래퍼의 운동을 첫 번째 모드가 지배적인 운동이라고 가정할 수 있고, 따라서 노즐부에서의 플래퍼 변위 x 는 다음과 같다.

$$x(t) = y(l_2, t) = \phi_1(l_2)q_1(t) \quad (15)$$

이로부터 플래퍼 운동방정식은 제어입력에 대한 노즐부에서의 플래퍼 변위 x 의 형태로 표현 될 수 있다.

$$\ddot{x} + 2\xi_i \omega_i \dot{x} + \omega_i^2 x = C_{v1}V(t) - C_f F_2 - C_{v2} \quad (16)$$

$$C_{v1} = \frac{\alpha \phi_1(l_1) \phi_1(l_2)}{M_{ei}}, \quad C_f = \frac{(\phi_1(l_2))^2}{M_{ei}} \quad (17)$$

$$C_{v2} = \frac{k_p \phi_1(l_1) \phi_1(l_2) \nu(l_1)}{M_{ei}}$$

선형화 된 공압 회로 모델과 플래퍼의 운동 방정식으로부터 제어입력 $V(t)$ 에 대한 출력변수 ΔP 의 관계로 나타나는 전체 제어 시스템 모델은 다음과 같다.

$$\Delta \ddot{P} + (2\xi_i \omega_i + C_1) \Delta \dot{P} + (2\xi_i \omega_i C_1 + \omega_i^2) \Delta P + \omega_i^2 C_1 \Delta P = 2C_2 C_{v1} V(t) - 2C_2 C_f F_2 - 2C_2 C_{v2} \quad (18)$$

앞서 제안된 압전 밸브는 낮은 압력 조절 범위를 가지는 단점이 있고 그에 따라 이 연구에서는 자동차 ABS에서 요구되는(± 40 bar)⁽⁶⁾ 비교적 높은 압력 조절범위를 가지기 위해 Fig. 4와 같은 밸브 모듈레

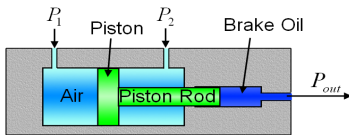


Fig. 4 Pressure modulator

이터⁽⁷⁾를 제안하였다. 밸브 모듈레이터는 이중실린더와 피스톤, 피스톤 로드로 구성되며, 이중실린더의 경우 Fig. 4와 같이 공기와 브레이크 오일로 작동되는 구조를 가진다. 피스톤 로드는 공압과 유압 사이에서 힘을 전달해주는 역할을 하며, 마찰력과 피스톤 로드의 질량을 무시한다면 피스톤에서 힘 평형 방정식은 다음과 같다.

$$P_1 A_1 - P_2 (A_1 - A_2) - P_{out} A_2 = 0 \quad (19)$$

여기서 A_1 은 피스톤의 면적이며 A_2 는 피스톤 로드의 면적이다. 만약 A_2 가 A_1 에 비해 무시할 수 있을 정도로 작다면 식 (19)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{out} = \frac{A_1}{A_2} \Delta P \quad (20)$$

결과적으로 식 (18)에 식 (20)을 대입하여 압전 밸브 모듈레이터의 지배방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\ddot{P}_{out} + (2\xi_i \omega_i + C_1) \dot{P}_{out} + (2\xi_i \omega_i C_1 + \omega_i^2) P_{out} + \omega_i^2 C_1 P_{out} = \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_{v1} V(t) - \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_f F_2 - \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_{v2} \quad (21)$$

3. 제어기 설계

이 연구에서는 시스템의 불확실성 존재에도 불구하고 강건한 요구 압력의 추적을 위하여 SMC(sliding mode control) 기법을 제안 하였다. SMC설계를 위한 제어 목적이 압전작동기 플래퍼를 구동하여 출력변수(P_{out})가 요구 궤적을 추적하도록 하는 것이므로 다음과 같은 오차를 정의한다.

$$e_1 = P_{out} - P_d, \quad e_2 = \dot{P}_{out} - \dot{P}_d, \quad e_3 = \ddot{P}_{out} - \ddot{P}_d \quad (22)$$

여기서 P_d 는 요구 출력 변수이다. 따라서 이들 오차로 이루어진 슬라이딩 평면을 다음과 같이 설정한다.

$$S = g_1 \cdot e_1 + g_2 \cdot e_2 + g_3 \cdot e_3, \quad g_i > 0, \quad i=1,2,3 \quad (23)$$

여기서 g 는 슬라이딩 평면의 기울기를 나타낸다.

이때 슬라이딩 평면이 안정되도록 g 를 설계하고 오차 공간상에 있는 RP(representative point)를 이 슬라이딩 평면위로 보낸다면 추적 오차는 점근적으로 영이 될 것이다. 이것은 SMC 제어 시스템이 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재조건을 만족함으로써 성취 될 수 있다.

$$S \cdot \dot{S} < 0 \tag{24}$$

이제 슬라이딩 모드 상태에서부터 다음과 같은 제어기를 쉽게 구할 수 있다.

$$u(t) = -\frac{1}{2g_3 C_2 C_{v1}} \frac{A_2}{A_1} [g_1 e_2 + g_2 e_3 - g_3 \times \{ \ddot{P}_d + (2\xi_1 \omega_1 + C_1) \dot{P}_{out} + (2\xi_1 \omega_1 C_1 + \omega_1^2) \dot{P}_{out} + \omega_1^2 C_1 P_{out} + \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_f F_2 + \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_{v2} \}] - K \operatorname{sgn}(S) \tag{25}$$

여기서 $u(t)$ 는 입력 전압 $V(t)$ 와 제어 이득 K 를 대표하며, K 는 $K \geq |C_f F_2 / C_v|$ 의 조건을 만족 하여야 한다.

식 (25)의 제어기는 변수의 불확실성이 존재하지 않는다고 가정하고 설계된 것이지만, 실제의 모델에서는 압전작동기의 히스테리시스로 인한 작동기 불확실성과 공압 회로 모델에 존재할 수 있는 불확실성을 고려하여야 한다. 즉, 식 (6)의 α 는 고정된 값이 아니며 히스테리시스 곡선에서 내에서 변화한다. 또한 공압 회로에서도 공급 압력을 일정하게 유지하는 것이 어렵고, 그에 따라 다음과 같은 불확실성 변수를 정의한다.

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha_n + \Delta\alpha = \alpha_n(1 + \gamma_1), & |\gamma_1| < \varphi_1 < 1 \\ P_s &= P_{s,n} + \Delta P_s = P_{s,n}(1 + \gamma_2), & |\gamma_2| < \varphi_2 < 1 \end{aligned} \tag{26}$$

α_n 과 $P_{s,n}$ 은 시스템의 조건하에 알려진 모든 매개변수아래 변하지 않는 모멘트와 공급압력의 작은 값들이다. $\Delta\alpha$ 와 ΔP_s 는 가능한 편차들과 일치하고 그것의 불확실성 한계를 조정 함수 φ_i 에 의하여 알아야 할 필요성이 있다.

식 (26)을 식 (21)을 대입하면 다음과 같은 변수의 불확실성이 고려된 제어 모델을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{P}_{out} + \left(2\xi_1 \omega_1 + \frac{C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}} \right) \dot{P}_{out} + \left(\frac{2\xi_1 \omega_1 C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}} + \omega_1^2 \right) P_{out} \\ + \frac{\omega_1^2 C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}} P_{out} = \frac{A_1}{A_2} 2C_2 C_{v1} (1 + \gamma_1) \sqrt{1 + \gamma_2} V(t) \\ - \frac{A_1}{A_2} 2C_2 \sqrt{1 + \gamma_2} C_f F_2 - \frac{A_1}{A_2} 2C_2 \sqrt{1 + \gamma_2} C_{v2} \end{aligned} \tag{27}$$

이 모델이 식 (24)의 조건을 만족하기 위한 SMC는 다음과 같이 설계 된다.

$$u(t) = -\frac{A_2}{A_1} \frac{1}{g_3 \alpha_1} [g_1 e_2 + g_2 e_3 - g_3 (\ddot{P}_d + \alpha_2 \dot{P}_{out} + \alpha_3 \dot{P}_{out} + \alpha_4 P_{out} + \alpha_5 + \alpha_6)] - K \operatorname{sgn}(s) \tag{28}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 2C_2 C_v (1 + \gamma_1) \sqrt{1 + \gamma_2} \\ \alpha_2 &= 2\xi_1 \omega_1 + \frac{C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}}, \quad \alpha_3 = \frac{2\xi_1 \omega_1 C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}} + \omega_1^2 \\ \alpha_4 &= \frac{\omega_1^2 C_1}{\sqrt{1 + \gamma_2}}, \quad \alpha_5 = \frac{A_1}{A_2} 2C_2 \sqrt{1 + \gamma_2} C_f F_2 \\ \alpha_6 &= \frac{A_1}{A_2} 2C_2 \sqrt{1 + \gamma_2} C_{v2} \end{aligned} \tag{29}$$

4. 제어 결과 및 고찰

압전작동기 플래퍼로 구동되는 공압 서보 밸브의 압력 추적제어를 위하여 Table 1과 같은 물성치를 이용하였다. 압전작동기의 스프링 상수와 게인값은

Table 1 Estimated system parameters of the piezo valve modulator system

| Component | Specification | Symbol | Value |
|---------------|---------------------------|------------|--------------------|
| Piezoactuator | Spring coefficient | K_p | 10^6 N/m |
| | Gain of piezoactuator | α | 3.2 |
| | Position of piezoactuator | l_1 | 3 mm |
| Flapper | 1st natural frequency | ω_1 | 300 Hz |
| | 1st damping coefficient | ξ_1 | 0.023 |
| Modulator | Large area of piston rod | A_1 | 6.2 cm^2 |
| | Small area of piston rod | A_2 | 0.8 cm^2 |
| Air circuit | Position of nozzle | l_2 | 80 mm |
| | Diameter of nozzle | D_n | 0.5 mm |

실제 상용 압전작동기의 물성치를 이용하였으며, 플래퍼의 첫 번째 고유진동수는 상용 프로그램인 ANSYS의 modal 해석을 통하여 얻었다. 앞선 압전 밸브 모듈레이터의 설계식과 정의된 물성치를 바탕으로 Matlab Simulink를 통하여 압전 밸브 모듈레이터의 성능을 평가하였고, 커플링된 식은 되먹임하여 수치해석을 실시하였다.

먼저 이 논문에서 제안된 압력 모듈레이터의 성능을 평가하기 위하여 압전 밸브만 사용하였을 때와

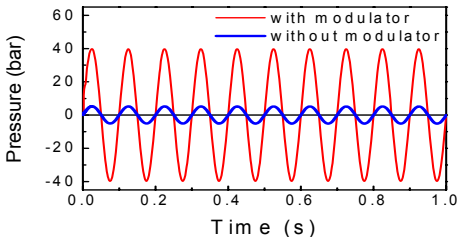
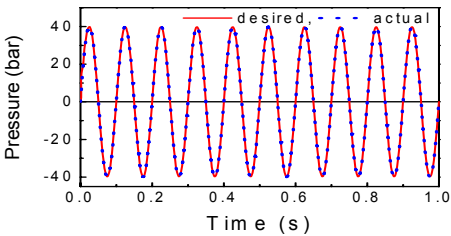
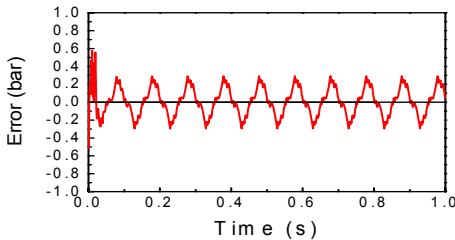


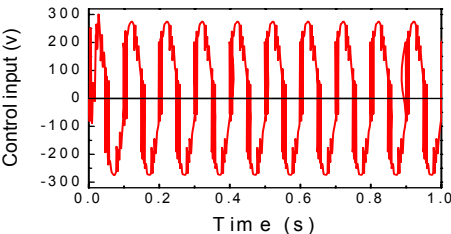
Fig. 5 Pressure output(with/without modulator)



(a) Tracking result



(b) Tracking error



(c) Control input

Fig. 6 Results of sine pressure tracking control

모듈레이터를 함께 사용하였을 때의 압력제어 결과를 Fig. 5에 비교 평가 하였다. 압전 밸브만 사용하였을 때 약 ± 5.2 bar의 압력 조절 범위를 가지는 반면 모듈레이터를 함께 사용하였을 때는 ± 40 bar의 압력 조절 범위를 가져 모듈레이터를 이용하였을 때 약 8배의 압력 증가를 확인 할 수 있었다.

또한 이 논문에서는 ABS장치의 요구 제어 압력인 ± 40 bar에서 10 Hz sine함수에 대한 압력 추적 제어 시뮬레이션을 실시하였다. 그에 따른 오차와 제어를 위한 압전작동기 작동에 필요한 입력 전압값을 Fig. 6에 표현하였다. 추적 제어 결과 sine신호에 대하여 40 bar에서 원활한 추적제어가 가능하였고 오차는 약 $+0.4 \sim -0.8$ bar이내로 양호하게 추적 제어 되었다. 또한 추적 압력 제어에 대한 압전작동기에 필요한 제어 입력 전압은 Fig. 6(c)에서 보는 바와 같이 ± 300 V 이하로 상용 압전작동기의 허용 입력 전압 범위 ± 300 V보다 작은 전압에서 충분한 제어력을 발생시킬 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 압전작동기로 구동되는 밸브 모듈레이터 시스템을 모델링하여 압력 추적 제어를 수행 하였다. 압전재료의 히스테리시스 현상과 공압 회로 모델에 존재하는 파라미터 불확실성을 고려한 제어 모델을 구축하고, 밸브 모듈레이터 시스템의 강건한 압력 추적제어를 위해 불확실성이 고려된 SMC제어기를 설계하였다. 입력 함수에 대한 시뮬레이션 결과 추적오차의 증가없이 우수한 제어 결과를 나타내었다.

향후 이 연구에서 제안한 압전 밸브 모듈레이터를 구체적으로 설계한 후 제작할 예정이며, 여러 형태의 압력 프로파일에 대한 추적제어 성능과 압력 제어 빠르기(control bandwidth)등을 실험적으로 고찰 할 예정이다. 나아가서, 실제 차량의 ABS 압력 제어장치인 솔레노이드 밸브를 이 연구에서 제안한 압전 밸브 모듈레이터로 교체한 후 차량의 차륜슬립 모델과 연계하여 각종 노면에서의 ABS 성능평가가 이루어 질 예정이다.

후 기

이 연구는 인하대학교 연구비 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Choi, S. B., Jung, J. C. and Park, N. J., 1995, "System of Smart Structure Using Shape Memory Alloy," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 5, No. 3, pp. 284~291.
- (2) Chaudhuri, A. and Wereley, N. M., 2010, "Experimental Validation of a Hybrid Electrostrictive Hydraulic Actuator Analysis," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 132, No. 2, pp. 1~11.
- (3) Choi, S. B. and Yoo, J. K., 2004, "Pressure Control of a Pneumatic Valve System Using a Piezoceramic Flapper," Proc. of the Instn Mech. Engrs : Part C - J. of Mechanical Engineering Science , Vol. 218, No. 1, pp. 83~91.
- (4) Bullough, W. A., Ellam, D. J., Wong, A. P., Tozer, R. C., 2008, "Computational Fluid Dynamics in the Flow of ERF/MRF in Control Devices and of Oil Through Piezo-hydraulic Valves," Computers and Structures, Vol. 86, Issue. 3-5, pp. 266~280.
- (5) Watton, J., 2007, Modeling, Monitoring and Diagnostic Techniques for Fluid Power System, Springer, London.
- (6) Erjavec, J., 2004, Automotive Brakes, Thomson Learning, Inc., New York.
- (7) Stewart, H. L., Storer, J. M., Pritchett, S. L., 1970, Fluid Power, Howard W. Sams & Co., Inc., Indianapolis.